

При выборе параметров фильтра необходимо также учитывать броски зарядного тока конденсаторов при подаче на них полного напряжения питания при включении линейного (ходового) контактора. Амплитуда зарядного тока входного конденсатора  $C_S$  при включении линейного контактора

$$I_{Sm} = \frac{U_G}{R_s} < I_{CS \text{ peak}}. \quad (9)$$

При этом желательно избежать применения устройств предварительного заряда конденсаторов с целью упрощения схемы ТЭП. Применение П-образного фильтра в ТЭП имеет место в системе “TV-Progress”; результатов его эксплуатации пока неизвестно.

Таким образом, приведенные выше предложения могут и должны быть учтены при разработке желаемого универсального фильтра для ТЭП.

1. Векслер Г.С., Недочетов В.С., Пилипинский В.В. Подавление электромагнитных помех в цепях электропитания. – К.: Техника, 1990. – 167 с.

2. Штинбен Г.А. Выбор фильтра для электроподвижного состава с импульсным регулированием напряжения // Электротехника. – 1972. – №4. – С.19-22.

3. Титце У., Шенк К. Полупроводниковая схемотехника. – М.: Мир, 1982. – 98 с.

*Получено 02.03.2007*

УДК 621.81

А.Н.КУЗНЕЦОВ, А.И.РУБАНЕНКО, кандидаты техн. наук

*Харьковская национальная академия городского хозяйства*

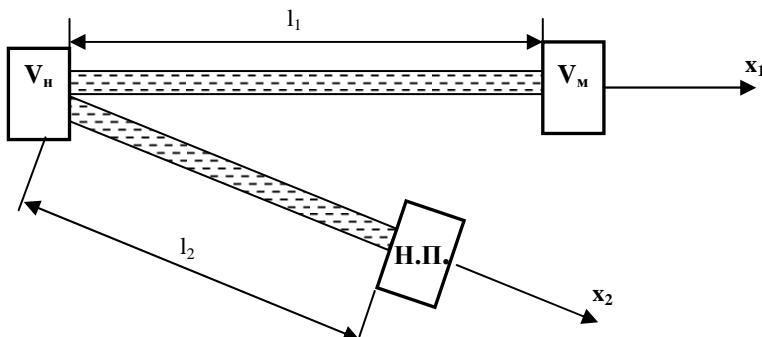
## **АНАЛИЗ СПЛОШНОСТИ СТОЛБА ЖИДКОСТИ В ПОЛОСТИ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ГИДРООБЪЕМНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ**

Рассматриваются условия разрывности сплошности жидкости в гидрообъемных механических передачах. Принимается модель сжимаемой жидкости с конечной скоростью распространения возмущений и учетом ее инерционности. Решение принимается в форме Даламбера. Обосновывается возможность разрывного характера движения жидкости, что сказывается на качестве работы гидромашины и исполнительного механизма.

Надежность эксплуатации транспортного средства в значительной степени зависит от технического состояния его узлов. Поэтому к состоянию узлов силового привода предъявляются повышенные требования в целях создания более благоприятного режима – снижения вибрации. Конечным результатом любого анализа надежности являются рекомендации по внедрению мероприятий, направленных на совершенствование конструкции или изменение эксплуатационных условий. Для этого нужно иметь четкое представление не только о возможных

состояниях системы, но и о причинах, приводящих к нарушениям ее работоспособности.

По нашему мнению, именно такой информации недостает при анализе надежности силового привода, когда в его составе основной частью является гидрообъемная механическая передача (ГОМП) (рисунк). ГОМП применяется тогда, когда требуется компактность, малый вес и высокая надежность силового привода.



Расчетная схема полости низкого давления ГОМП:

$V_m$  – объем мотора;  $V_n$  – объем насоса; Н.П. – насос подпитки;  $l_1$ ,  $l_2$  – длины трубопроводов.

В системе автоматического привода, например, в следящих системах, гидropередача работает в нестационарных режимах, что приводит к изменению обычно применяемых передаточных функций, а ее колебания – к нарушению частоты передаваемых через гидropередачу сигналов. К тому же работа гидромашины в нестационарных режимах приводит к возникновению динамических нагрузок в валопроводах механической передачи.

Исследование гидравлических систем с распределенными параметрами, в частности вопросы определения частот собственных колебаний в сложных трубопроводах, вынужденные колебания гидромеханизмов, достаточно освещены в литературе [1-6]. Наряду с этим, динамические процессы в работе гидравлических механизмов с распределенными параметрами освещены недостаточно. Рассмотрение гидравлических механизмов с распределенными параметрами приводит к некоторому усложнению теоретического анализа, однако повышает точность и расширяет диапазон применяемых выведенных формул.

Для исследования процессов, происходящих в полости низкого давления ГОМП, модель несжимаемой жидкости с бесконечной скоростью распространения возмущений неприемлема, так как при использовании этой модели всегда будет получаться постоянное давление, равное давлению подпитки в полости низкого давления (при безынерционном перепускном клапане) [5, 6], что противоречит опытным данным [6].

Более подходящей является модель сжимаемой жидкости с конечной скоростью распространения возмущений, когда учтены ее сжимаемость и инерционность. В этом случае движение жидкости в трубопроводах, соединяющих мотор и насос, а также последний и насос подпитки, описывается волновым уравнением

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = 0, \quad (1)$$

либо

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = 0, \quad (2)$$

где  $p$  – давление в объеме мотора;  $v$  – скорость частиц жидкости;  $c$  – скорость звука;  $t$  – время;  $x$  – координата точки жидкости.

Вместо выражений (1), (2) можно было бы использовать телеграфное волновое уравнение, позволяющее учесть вязкость жидкости, но из-за коротких трактов  $l_1$ ,  $l_2$  магистрали (рисунок) время пробега волной очень мало и она не успевает заметно затухнуть за это время. Поэтому жидкость можно считать невязкой.

Уравнения (1), (2) эквивалентны системе уравнений, более удобных для проведения расчетов:

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial v}{\partial t} &= -\frac{\partial p}{\partial x}, \\ -\frac{\partial p}{\partial t} &= c^2 \rho \frac{\partial v}{\partial x}, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости, принятая постоянной.

В системе (3) первое уравнение представляет собой линеаризованное уравнение Эйлера для одномерного случая, второе – линеаризованное уравнение неразрывности жидкости. Наиболее удобным является решение системы (3) в форме Даламбера [5,6], имеющее для случая постоянных начальных условий  $v(x,0) = v_0$ ,  $p(x,0) = p_0$  вид:

$$p = p_0 + F\left(t - \frac{x}{c}\right) + G\left(t + \frac{x}{c}\right),$$

$$v = v_0 + \frac{1}{c\rho} \left[ F\left(t - \frac{x}{c}\right) - G\left(t + \frac{x}{c}\right) \right], \quad (4)$$

где  $F\left(t - \frac{x}{c}\right)$ ,  $G\left(t + \frac{x}{c}\right)$  – произвольные функции, представляющие собой прямую и обратную волны соответственно.

Конкретные значения этих волн определяются из граничных условий в моторе  $V_M$ , насосе  $V_H$  и насосе подпитки, а сами граничные условия – из уравнений неразрывности, составленных для объемов мотора и насоса, а для насоса подпитки – по характеристике последнего. Система (3) и ее решение (4) справедливы только в условиях, когда жидкость является сплошной, т.е. при  $p > 0$ . При определении движения жидкости из начальных условий в некоторый момент времени в каком-то сечении могут получиться отрицательные значения давлений, противоречащие физическому смыслу, т.к. жидкость в обычных условиях не выдерживает напряжений растяжения и разрывается при достижении давления  $p_s$ , т.е. сплошность жидкости нарушается.

Для образования разрыва в сечении  $x_1$  в момент времени  $t_1$  необходимым и достаточным является одновременное выполнение двух условий:

- давление должно быть равно давлению разрыва

$$p(x_1, t_1) = p_s,$$

- в значении скорости должен существовать разрыв

$$v(x_1, t_1)_{\text{слева}} \neq v(x_1, t_1)_{\text{справа}}.$$

Величину  $p_s$  можно принять равной давлению насыщенных паров или из-за его малости приравнять нулю, или какому-либо другому достоверному значению, при котором жидкость разрывается. Разрыв может произойти в любом месте полости низкого давления, и в дальнейшем образовавшаяся пустота может увеличиваться или уменьшаться. В процессе решения определяются значения величин  $p(x, t)$  и  $v(x, t)$ , так что место и время разрыва легко обнаруживаются.

Чаще всего разрыв жидкости образуется на концах трубопровода. В объеме насоса  $V_H$  или мотора  $V_M$  возникает пустота переменного объема. В остальной части полости жидкость остается сплошной. Если объем пустоты превысит объем насоса или мотора, то в дальнейшем

начнет опустошаться трубопровод. Если объем пустоты не превышает  $V_H$  или  $V_M$ , расчет ведется по формулам (4), а учет и определение величины пустоты осуществляется с помощью соответствующих граничных условий.

Для рассматриваемой ГОМП в объеме мотора были получены время первого разрыва сплошности  $t_p = 0,00389$  с, время восстановления сплошности жидкости  $t_{pv} = 0,00858$  с, интервал существования разрыва  $\Delta t_p = 0,00469$  с. Максимальное значение объема пустоты  $V_{max} = 1,79 \text{ см}^3$  достигается при  $t_{max} = 0,00555$  с.

Таким образом, движение жидкости может носить разрывной характер. В этом случае насос подпитки не успевает заполнять разрывы сплошности вследствие большого расстояния между ним, насосом и мотором, а также конечного времени срабатывания. Цилиндр насоса, входящий в полость нагнетания, может также оказаться не полностью заполненным жидкостью вследствие образующихся пустот. Перечисленные факторы сказываются на качестве работы гидромашины и исполнительного механизма.

1.Срібнюк С.М. Гідравлічні та аеродинамічні машини. Основи теорії і застосування. – К.: Центр навч. літ-ри, 2004. – 328 с.

2.Константинов Ю.М., Гіжа О.О. Технічна механіка рідини і газу. – К.: Вища шк., 2002. – 277 с.

3.Науменко І.І. Гідравліка. – Рівне: РДТУ, 2001. – 361 с.

4.Грабовский А.М., Цабиев О.Н. Гидравлика и нагнетатели. – К.: УМК ВО, 1992. – 288 с.

5.Бабаев О.М., Игнатов Л.Н., Кисточкин Е.С. и др. Объемные гидромеханические передачи. – М., Машиностроение, 1987. – 236 с.

6.Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика. – М.: Машиностроение, 1978. – 463 с.

*Получено 19.03.2007*

УДК 007 : 681.518

И.Э.ЛИННИК, канд. техн. наук

*Харьковская национальная академия городского хозяйства*

## **ЭВОЛЮЦИЯ СИСТЕМЫ «ЧЕЛОВЕК – АВТОМОБИЛЬ – ДОРОЖНАЯ СРЕДА» В РАЗОМКНУТОМ СОСТОЯНИИ**

Рассматривается модель эволюции системы «человек – автомобиль – дорожная среда» в разомкнутом состоянии. Определены продолжительности интервалов выделения и удаления из структуры системы различных компонентов и время детерминированного состояния.

Под «эволюцией» понимается историческое развитие окружающего нас мира: живой и неживой природы, общества, систем любой